

В.В. КЛИТНОЙ, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ СВОЙСТВ БОРТОВЫХ ПЛАТ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

В статье проведены экспериментальные и численные исследования адаптивной схемы подавления вибраций, построенной на базе пленочных пьезоэлектрических элементов. Проводится анализ полученных результатов.

Введение. Большой интерес представляет изучение вибраций в печатных узлах, являющихся основным элементом большинства современных систем управления, часто работающих в области высоких вибрационных нагрузок, которые могут вызывать резонансные колебания элементов узла, приводящие к их разрушению. Прогноз и управление такими процессами очень важны при проектировании и эксплуатации бортового оборудования. Многочисленные источники колебаний, которые появляются в процессе работы конструкций, влияют на их работоспособность. Это влияние представляет собой периодические, или случайные входные возбуждающие сигналы. При этом могут появиться опасные резонансные участки, возникновение которых может приводить к выходу оборудования из строя. Кроме того, отрицательное динамическое влияние является причиной появления источников шума.

Эффективное управление вибрациями может быть осуществлено при помощи активных методов управления, идея которых состоит во вводе в систему дополнительного источника энергии. Такое решение задачи позволяет ввести некоторые локальные силы, которые компенсируют влияние колебаний на систему. В связи с этим имеет место определенный интерес к рассмотрению адаптивных конструкций, характеризующихся интегрированными сенсорами и актуаторами, связанными между собой посредством управляющего органа.

Одними из наиболее используемых материалов для сенсоров и актуаторов в адаптивных структурах являются пьезокерамические и пьезополимерные материалы. Как чувствительные элементы они производят сигнал пропорциональный их деформации, и наоборот, как актуаторы создают силу являющуюся пропорциональной приложенному электрическому напряжению. Пьезоэлектрические актуаторы используемые в адаптивных системах обычно представляют собой тонкие пленки, поляризованные по толщине и закрепленные на поверхности структурного элемента. Приложение электрического поля по толщине пьезоэлектрического элемента приводит к увеличению или уменьшению продольных размеров

актуатора, вследствие чего деформируется структурный элемент конструкции. Эффективность применения такого рода актуаторов в адаптивных структурах описана во многих литературных источниках, например [1, 2, 3].

Печатные платы обычно выполнены из фольгированных диэлектриков (стеклотекстолитов, гетинаксов и т.д.) и являются ярко выраженными композитными материалами, обладающими анизотропией упругих свойств. Возможность взаимодействия композитных материалов с пьезокерамическими сенсорами и актуаторами демонстрируется некоторыми теоретическими исследованиями и численными моделями [4], в некоторых работах рассматриваются практические проекты [5].

Основная цель данной работы экспериментально продемонстрировать эффективность использования пьезокерамических актуаторов в системах активного гашения возмущений и изучить возможность подавления вибраций в печатных платах. Для этих целей была изготовлена композитная пластина с двумя закрепленными на ней пьезокерамическими актуаторами. Активное гашение вибраций в пластине осуществлено на основе схемы метода обратной связи. Один из актуаторов использовался в качестве возбудителя колебаний другой в качестве гасителя. Анализ результатов гашения вибраций проводим, используя конечно элементную модель системы, и сравнивая экспериментальные и численные результаты.

Разрешающие уравнения. При описании состояния элемента объема пьезокерамики будем использовать прямоугольную декартову систему координат. Уравнения движения для пьезокерамики в матричном виде будут следующими [6]:

$$D_u^T \sigma + X - \rho \cdot \ddot{u} = 0 ,$$

где $X^T = (X_1 \ X_2 \ X_3)$ вектор объемных сил; $u^T = (u_1 \ u_2 \ u_3)$ вектор механических перемещений; $\sigma^T = (\sigma_{11} \ \sigma_{22} \ \sigma_{33} \ \sigma_{12} \ \sigma_{23} \ \sigma_{31})$ – вектор механических напряжений; ρ – массовая плотность; D_u – матрица дифференцирования:

$$D_u^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x_1} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x_2} & 0 & \frac{\partial}{\partial x_3} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x_2} & 0 & \frac{\partial}{\partial x_1} & \frac{\partial}{\partial x_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x_3} & 0 & \frac{\partial}{\partial x_2} & \frac{\partial}{\partial x_1} \end{bmatrix} .$$

Электростатические уравнения заряда, получаемые из 4-го уравнения

Максвелла, можно записать в матричной форме [6, 7]:

$$D_o^T D = 0 ,$$

где $D = (D_1 \ D_2 \ D_3)$ вектор электрических смещений, и матрица дифференцирования:

$$D_o^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x_1} & \frac{\partial}{\partial x_2} & \frac{\partial}{\partial x_3} \end{bmatrix}.$$

Уравнения пьезоэлектрической среды, отражающие взаимосвязь электрических и механических свойств пьезоэлектрика, для элемента поляризованного в направлении x_3 следующие [8]:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2 \cdot \varepsilon_{23} \\ 2 \cdot \varepsilon_{13} \\ 2 \cdot \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{22} & c_{23} & 0 & 0 & 0 \\ c_{13} & c_{23} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{11} & 0 & 0 \\ d_{12} & 0 & 0 \\ d_{13} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_{35} \\ 0 & d_{26} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{26} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d_{35} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix},$$

где ε_{ij} компоненты вектора механических деформаций; c_{ij} компоненты тензора упругих постоянных; d_{ij} компоненты тензора пьезоэлектрических коэффициентов деформации; ϵ_{ij} компоненты тензора коэффициентов диэлектрической проницаемости; E_i компоненты вектора напряженности электрического поля. Уравнение связи вектора деформаций и механических перемещений [6]:

$$\varepsilon = D_u u ,$$

и уравнение связи между вектором напряженности электрического поля и электрическим потенциалом φ [6]:

$$E = -D_o \varphi ,$$

также включаются в систему уравнений описывающих электромеханическое состояние.

Экспериментальная установка. Эксперимент по активному гашению вибраций проводился на модели композитной пластины жестко защемленной по всем сторонам. При изготовлении пластины в качестве материала волокна, было использовано стекловолокно 92115. В качестве матрицы была использована эпоксидная смола системы *LY/HY*. Максимальные габаритные размеры печатной платы составляют 360x240 мм [ГОСТ 10317-79]. Исходя из этих соображений, выбирались размеры исследуемой пластины. Пьезоэлементы P1 и P2 были выполнены из пьезокерамики *PIC 151* и наклеены на пластину при помощи эпоксидного клея на серебряной основе (для электропроводимости) *CW 2400*. Пьезоэлементы имели фольговые контакты, также наклеенные на поверхность пластины, и подключенные к стандартным разъемам.

Механические свойства пластины и коэффициент демпфирования в системе были определены экспериментально.

В ходе проведения эксперимента по активному гашению вибраций пьезоэлемент P2 работал в качестве возбудителя колебаний. Элемент P1 – в качестве гасителя. В контрольных точках M1, M2, M3 снимались показания о состоянии системы с помощью сенсора. Выбор точек замеров был осуществлен с учетом численно полученных собственных форм конструкции. В качестве сенсора был выбран пьезоэлектрический акселерометр *ENDEVCO 2224C*, предназначенный для измерения вибраций на небольших объектах.

Активное гашение вибраций в пластине осуществлено на основе схемы управления с обратной связью по скорости перемещений. Элемент P2 нагружался при помощи последовательно подключенных синтезируемого функционального генератора *SRS DS340* и *LVPZT* усилителя *PI E-500*. Нагружение осуществлялось в области резонансных частот, определенных в ходе эксперимента. Исходящий с сенсоров сигнал преобразовывался и усиливался с помощью усилителя-интегратора *ENDEVCO 109-102*. После чего сигнал поступал на управляющий прибор – суммирующий контроллер *ERAS*. Далее преобразованный сигнал подавался на пьезоэлемент P1 с целью гашения создаваемых в пластине вибраций. Визуализация процесса осуществлялась с помощью двухканального многофункционального прибора *FLUKE 123* промышленного *ScopeMeter*. Один канал (*Fluk1*) использовался для представления колебаний в системе, а второй (*Fluk2*) показывает сигнал, подаваемый на элемент, используемый в качестве гасителя колебаний. На рис. 1 представлены фотографии и схема экспериментальной установки.

Анализ результатов. На основании экспериментальных данных диапазон частот колебаний, в котором работает бортовая аппаратура самолетов всех типов, составляет от 3 до 500 Гц [9]. В этот диапазон попали первые две собственные частоты рассматриваемой конструкции. Которые были определены и оказались равными: $p_1 = 191,3$ Гц, $p_2 = 306,5$ Гц. В диапазонах этих частот проводились дальнейшие исследования.

Результаты проведенных экспериментальных измерений представлены в виде графиков амплитудно-частотных характеристик колебаний пластины при различных коэффициентах обратной связи в диапазоне первой (рис. 2) и второй (рис. 3) собственных частот. Для коэффициентов обратной связи принято следующее обозначение – G_{ERAS} .

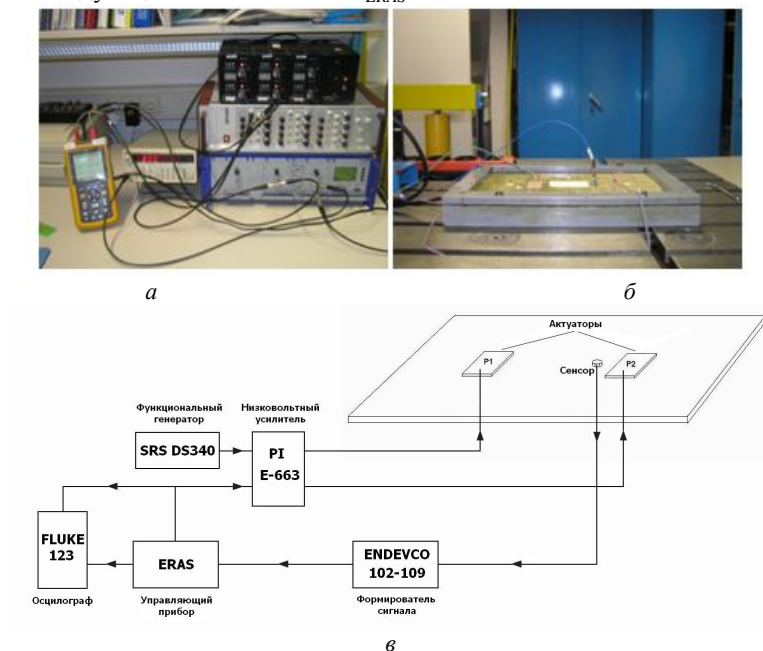


Рис. 1. Фотографии: *а* – экспериментальной установки; *б* – экспериментальной модели; *в* – схематическое изображение экспериментальной установки

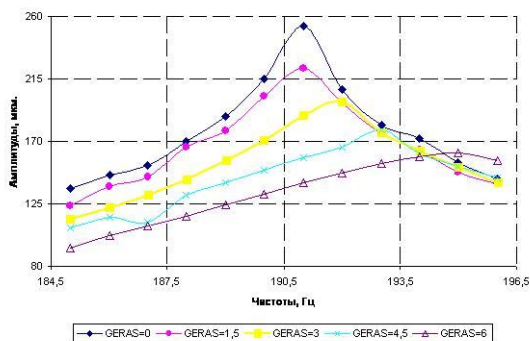


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко заземленной по всем сторонам, около первой собственной частоты

В ходе численных исследований была построена конечно элементная модель пластины с закрепленными на ней пьезоэлементами. В качестве элементов разбиения для пластины был выбран восьмиузловой структурный объемный элемент *SOLID45*, пьезоэлектрические элементы разбивались с помощью восьмиузлового конечного элемента *SOLID5*. Далее были проведены численные исследования активного подавления вибраций. Результаты вычислений представлены в виде графиков АЧХ колебаний пластины при различных значениях коэффициента обратной связи на рис. 4, 5.

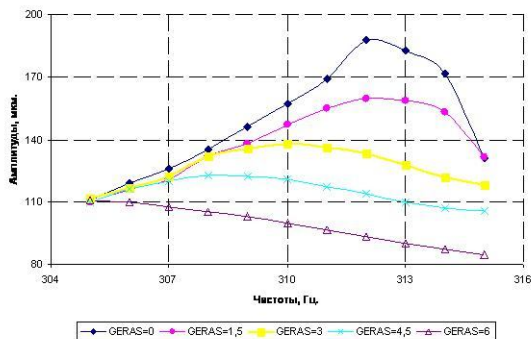


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко заземленной по всем сторонам, около второй собственной частоты

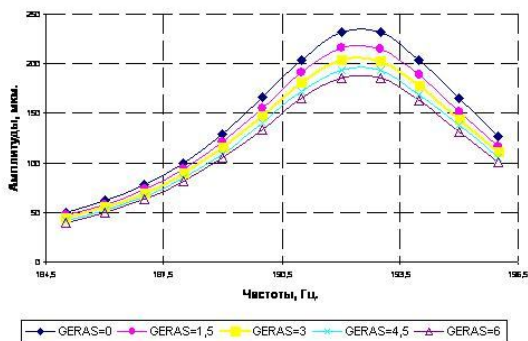


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко заземленной по всем сторонам, около первой собственной частоты

Выводы. Анализируя результаты экспериментальных исследований можно отметить, что в диапазоне первой собственной частоты при гашении вибраций наблюдается сдвиг максимальной амплитуды колебаний в сторону высших частот, а около второй собственной частоты – сдвиг в сторону низших значений частот. В то же время полученные результаты

свидетельствуют об эффективности активного управления вибрациями, поскольку происходит гашение максимальных амплитуд колебаний на первой собственной частоте на 37% на второй – на 41%.

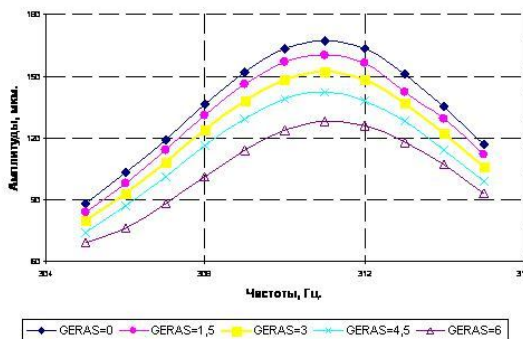


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по всем сторонам, около второй собственной частоты

Также следует отметить, что дальнейшее увеличение коэффициента обратной связи приводит к дисбалансировке системы. Объяснением такого поведения системы является не идеальность используемых связей между сенсорами и актуаторами.

При сравнении экспериментальных и численных результатов наибольшая относительная разница между значениями составила 12,4%. Обобщая результаты проведенных исследований, имеются все основания утверждать о достоверности предложенной экспериментальной модели моделирующей процесс активного подавления вибраций.

Список литературы: 1. Baz A., Ro J. Vibration control of plates with active constrained layer damping. IOP Publishing Ltd. Smart Mater. Struct. 5 1996. 272–280. 2. Lester H.C., Lefebvre S. Piezoelectric actuator models for active sound and vibration control of cylinders. Journal of Intelligent Material Systems and Structures 4, 1993. 295-306. 3. Newman, S.M. Active damping control of a flexible space structure using piezoelectric sensors and actuators. Master's Thesis. U.S. Naval Postgraduate School. 1992. 4. Daqun T., Robert L.W. II, Sunil K.A. Optimal shape control of composite thin plates with piezoelectric actuators. Journal of Intelligent Material Systems and Structures Vol. 9, 1998. 458-467. 5. Moses R.W. Vertical Tail Buffeting Alleviation Using Piezoelectric Actuators - Some Results of the Actively Controlled Response of Buffet-Affected Tails (ACROBAT) Program. NASA TM 110336, 1997. 6. Nestorovich T. Controller design for the vibration suppression of smart structures. – VDI Verlag Dusseldorf, 2005. – 117. 7. Brian P.B., Senthil S. Active vibration suppression of sandwich beams using piezoelectric shear actuators: experiments and numerical simulations. JOURNAL OF INTELLIGENT MATERIAL SYSTEMS AND STRUCTURES, Vol.16. 2005. 517-530. 8. Джагунов Р.Г., Ерофеев А.А. Пьезокерамические элементы в приборостроении и автоматике. – Л.: Машиностроение, 1986. – 252. 9. Сухобрус А.А., Ткаченко В.А. Конструирование печатных узлов. Харьков ХАИ 1990. – 104.

Поступила в редколлегию 17.07.08